

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh pohonu turasu hřídele skládkového stroje

Drive Desing of Tumbler Shaft of Stockyard Machine

Student:

Jan Zufalý

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Josef Jurman, CSc.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 22.5.2009

.....

Jan Zufalý

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 22.5.2009

.....

Jan Zufalý

Adresa:

Na úvoze 415, Bohumín

735 52

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ZUFALÝ, J. Návrh pohonu turasu hřídele skládkového stroje. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 39 s.

Bakalářská práce, vedoucí Jurman, J.

Bakalářská práce se v úvodu zabývá skládkovými stroji. Dělí je podle účelu a konstrukcí, popisuje metodiky zakládání hromad. Dále pak na základě mechanických a fyzikálních parametrů dopravovaného materiálu analyzuje podmínky práce shrnovacího řetězu stroje SCK 2,5/13x18.

V dalším bodu jsou zhodnoceny návrhy pohonu turasu hřídele tohoto skládkového stroje. Koncepční návrh pohonu již obsahuje kromě výpočtů, i uložení hnacího hřídele turasu do převodové skříně. Na základě výstupních otáček hnacího hřídele je zpracován průběh rychlosti a zrychlení turasu.

ANNOTATION OF BACHELOR'S THESIS

ZUFALÝ, J. Drive Design of Tumbler Shaft of Stockyard Machine. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2009, 39 p. Bachelor's thesis, head: Jurman, J.

Bachelor's thesis at the beginning of dealing with stockyard machine. Divided according to purpose and structure, describes the methodology for basing of lodgement. Furthermore, based on the mechanical and physical parameters of the transported material, analyzes the conditions of work of scraper chain of machine SCK 2,5 / 13x18.

In the next section are assessed designs of drive of tumbler shaft of the stockyard machine. Conceptual design of drive already contains besides the calculations also the imposition of the drive shaft of tumbler to gear box. Based on the output drive shaft speed is processed the running of velocity and acceleration of tumbler.

Obsah bakalářské práce

Seznam použitého značení	7
1 Úvod	10
2 Skládkové stroje	11
2.1 Naběrače	11
2.2 Shrnovače	15
2.3 Účel skladování sypkých hmot.....	17
2.4 Metody zakládání hromad	17
3 Předběžný výpočet hlavních částí	22
3.1 Předběžný výpočet ke zjištění potřebného výkonu elektromotoru	22
4 Návrh pohonu turasu hřídele skládkového stroje	25
4.1 Posouzení návrhů na pohon turasu	25
4.2 Komponenty zvolené varianty	27
4.3 Výpočet ke zjištění potřebného výkonu elektromotoru.....	31
4.4 Průběh rychlosti a zrychlení turasu	32
4.5 Spojení elektromotoru s převodovou skříní	34
4.6 Uložení hřídele do převodové skříně	36
5 Diskuze výsledků a závěr	43
6 Seznam použitých pramenů	44
7 Přílohy	
[1.] Výkresová dokumentace	
[2.] CD – ROM	
[3.] Návod k montáži, provozu a údržbě	

Seznam použitého značení

Symbol	Jednotka	Význam
A_h	J/kg	Měrná hrabací práce
D_0	m	Průměr díry v podložce
F	N	Obvodová síla na turasu
F_1	N	Síla působící na pero v drážce
F_2	N	Síla působící na pero v náboji
F_o	N	Osová síla ve šroubu
F_{po}	N	Síla potřebná k překonání pohybových odporů shrnovače
F_{ps}	N	Síla potřebná k překonání odporu při shrnování materiálu
F_z	N	Upínací síla
L	m	Délka ramene shrnovače
L_c	m	Celková délka řetězu
L_d	m	Vzdálenost mezi hřebly
$M_{k \max}$	N.m	Maximální krouticí moment
M_k	N.m	Krouticí moment
M_u	N.m	Utahovací moment na matici
P	kW	Výkon
P_{zav}	m	Rozteč závitu
Q	t/h	Objemový dopravní výkon
R_k	m	Poloměr turasu
V	m^3	Objem hřebľa
a_k	m/s^2	Maximální zrychlení řetězu
d	m	Průměr hřídele elektromotoru
f	-	Součinitel tření mezi kroužkem a kotouči ringfederu
f_1	-	Součinitel tření mezi hřídelem a dutým hřídelem
f_2	-	Součinitel tření mezi dutým hřídelem a ringfederem
f_m	-	Součinitel tření na dosedací ploše matice
f_p	-	Provozní součinitel
f_z	-	Součinitel tření v mazaných závitech
g	m/s^2	Gravitační zrychlení

i	-	Počet šroubů svěrného spoje
i_p	-	Převodový poměr převodové skříně
h_0	m	Charakteristická výška
k_e	-	Bezpečnost
k_n	-	Součinitel nakypření
k_φ	-	Součinitel zaplnění hřebľa
l	m	Délka těsného pera
m_r	kg/m	Měrná hmotnost shrnovače
m_{sh}	kg	Hmotnost soupravy jednoho hřebľa
n	-	Bezpečnost prokluzu spoje
n_1	Ot. /min	Otáčky elektromotoru
n_2	Ot. /min	Výstupní otáčky z převodové skříně
n_k	-	Počet hřebel v záběru
n_{sh}	-	Počet souprav jednoho hřebľa
p_1	MPa	Tlak mezi vnitřní stranou dutého hřídele převodovky a turasového hřídele
p_2	MPa	Tlak mezi vnější stranou dutého hřídele převodovky a ringfederem
p_D	MPa	Dovolený tlak
p_{p1}	MPa	Tlak působící na pero v drážce
p_{p2}	MPa	Tlak působící na pero v náboji
q	kg/m	Měrná hmotnost dopravovaného materiálu
s	m	Velikost klíče (šestihranu) matice
s_z	m	Dráha hřebľa v záběru
t	m	Hloubka drážky v hřídeli
t_0	s	Čas pootočení turasu o 1 zub
t_1	m	Hloubka drážky v náboji
v	m/s	Předběžná rychlost řetězu
v_k	m/s	Rychlost řetězového kola
v_r	m/s	Kolísavá rychlost řetězu
w	-	Měrný pohybový odpor
z	-	Počet zubů turasu
α	°	Úhel mezi zuby turasu

β	°	Vrcholový úhel profilu metrického závitu
γ	°	Úhel stoupání závitu
γ_s	N/m ³	Sypná tíha
ε	°	Úhel sklonu shrnovače
η_{ps}	-	Předběžně zvolená účinnost poháněcí stanice
η_s	-	Účinnost poháněcí stanice
ρ_s	Kg/m ³	Sypná hmotnost
ρ_v	Kg/m ³	Objemová hmotnost
σ_D	MPa	Dovolené napětí
σ_{RED}	MPa	Redukované napětí
σ_t	MPa	Napětí v tahu
τ	MPa	Napětí v krutu na šroubu
τ_0	MPa	Počáteční soudržné napětí
φ	°	Třecí úhel
φ'	°	Třecí úhel v závitu
ψ_s	°	Přirozený sypný úhel (klidový)

1 Úvod

Zadáním této bakalářské práce je návrh pohonu turasu hřídele skládkového stroje. Tato práce je řešena především s důrazem na zásady pro zpracování, jež jsou součástí zadání bakalářské práce.

Hlavním problémem je dimenzování pohonu s ohledem na proměnlivé hodnoty rychlosti a zrychlení řetězu způsobující rázové zatížení. Tím vznikají dynamické síly závislé na úhlu natočení turasu, jeho poloměru a hmotnosti zrychlovaných hmot.

Cíl práce spočívá ve výběru vhodných komponent pohonu, tak aby vyhověly provozním podmínkám skládkového stroje.

2 Skládkové stroje

Skládkové stroje částí poslední částí řetězce dobývání – doprava – skladování natěženého materiálu. Tyto stroje buďto skládku tvoří – zakládače, nebo z ní odebírají – nakládače a shrnovače.

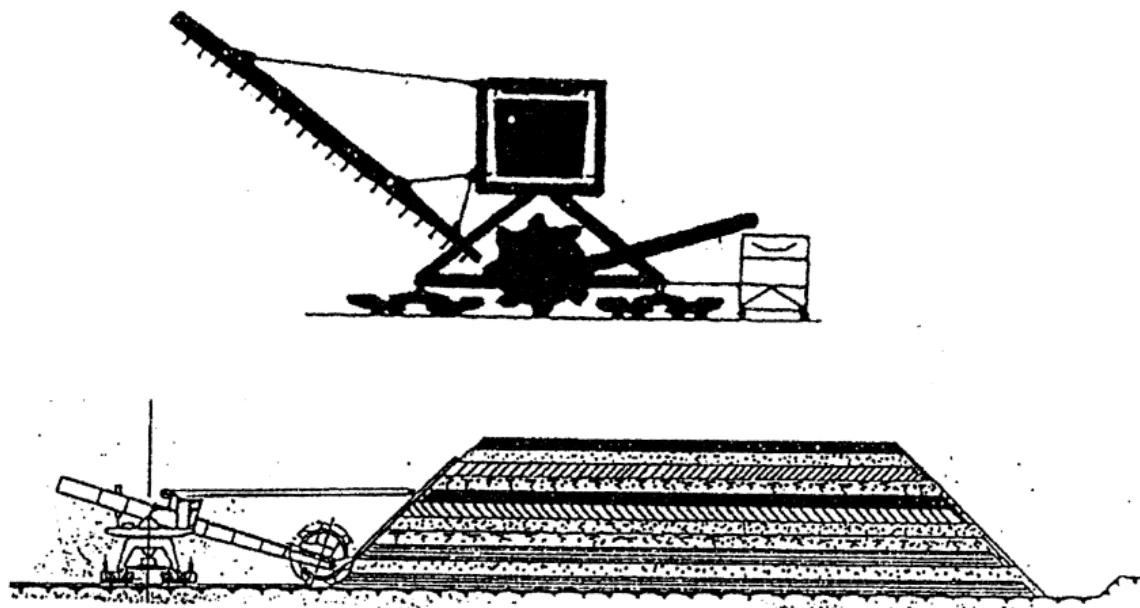
Zatímco zakládače nemají žádný nabírací orgán – je zde pouze násypka a jeden nebo více pásových dopravníků, nakládače materiál nabírají ze skládky pomocí nabíracího orgánu, kterým bývají korečky upevněné buďto na kolese, podobně jako u kolesových rýpadel, nebo na korečkovém řetězu vedeném v korečkovém výložníku podobně jako u korečkových rýpadel. Nabraný materiál je přesypán nejčastěji na pásový dopravník vedoucí již přímo k místu spotřeby skladovaného materiálu. Nakládače na rozdíl od rýpadel však pracují s již narušeným, sypkým materiálem různé kusovitosti. Proto jejich konstrukce je v porovnání s rýpadly o stejné výkonnosti lehčí, výroba je jednodušší. Shrnovače jsou podobné korečkovým nakládačům, avšak místo koreček mají hřebíky a materiál nenabírají, pouze ho shrnují na pásový dopravník.

2.1 Naběrače (1)

Čelní naběrače odebírají materiál současně z celého čela hromady. Jsou to:

- a) Kolesový naběrač
- b) Kolesový mostový naběrač
- c) Barelový naběrač
- d) Portálový korečkový naběrač
- e) Kolesový výložníkový naběrač

a) Čelní kolesový naběrač



Čelní kolesový naběrač

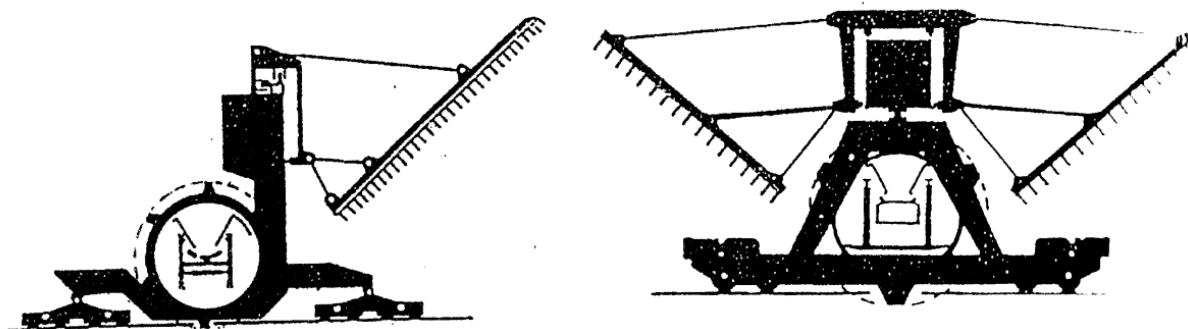
b) Kolesový mostový naběrač

Tento skládkový stroj se pohybuje po kolejích. Je vhodný jak k venkovním tak halovým skládkám, které jsou trojúhelníkového typu. Mostová konstrukce, vedoucím šikmo hromadou, na níž jsou uložena kola, umožňuje pohyb vlevo a vpravo. Před kolesy je zavěšena brána určená k dopravě materiálu ke kolesům u paty hromady. Tímto pohybem je zajištěno, že v korečku bude obsaženo vždy několik vrstev z hromady. Sklon brány nelze změnit podle mechanických vlastností materiálu, který je korečky dopravován na podávací pásy každého kola. Nyní je materiál sběrným příčným pásem naběrače dopraven na odsunový skládkový pás. Je schopen ubírat z hromady materiál pouze v jednom směru. Stroj dosahuje dobré homogenizace

c) Barelový naběrač

Je určen pro čelní odběr hromad trojúhelníkových průřezů. Skládá se z jednoho kola se širokými korečky. Koleso je uloženo na mostě, vedoucím šikmo hromadou. Odebíraný materiál je vysypáván na dopravní pás, umístěný uvnitř mostu. Před i za kolesem je

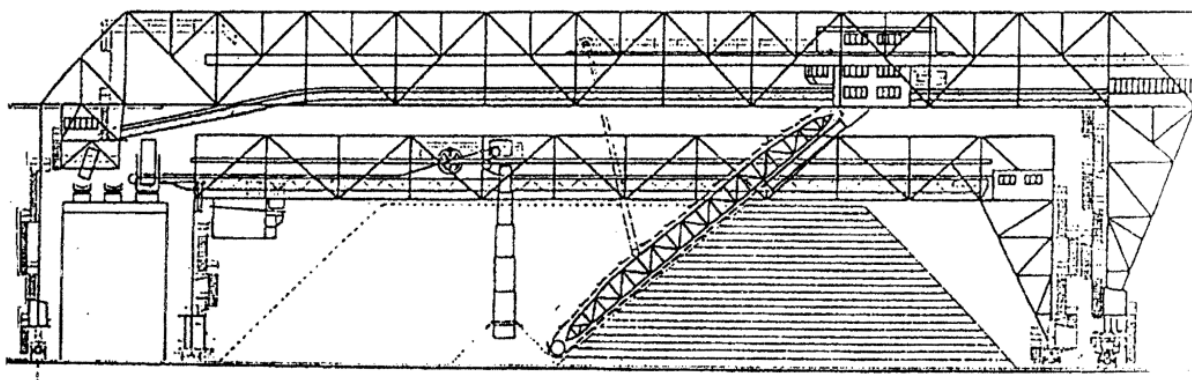
pohybující se brána ve tvaru průřezu hromady. Stroj dosahuje dobré homogenizace, která není ovlivněna ani segregací materiálu.



Barelový naběrač

d) Portálový korečkový naběrač

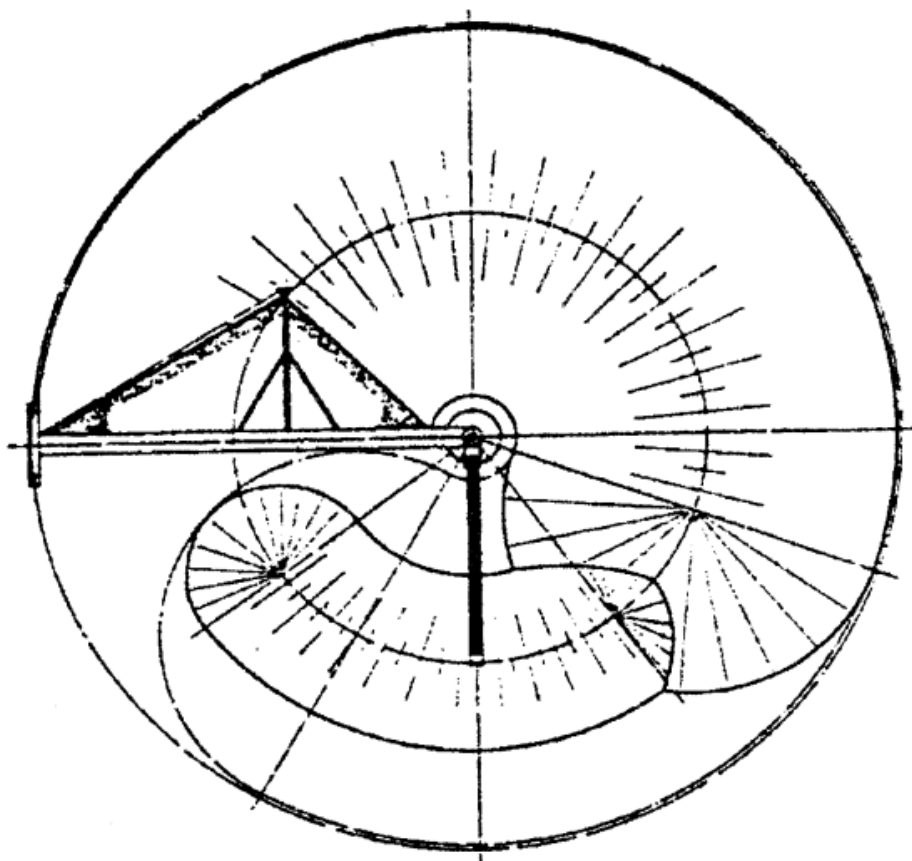
Odběr materiálu probíhá při plynulém pohybu portálu po kolejích pomocí korečků, ty předávají materiál na dopravní pás uložený v mostu naběrače. Odtud na odsunový skládkový pás umístěný podél hromady. Na okraji hromady se vodič korečkového řetězu přesune do záběru o tloušťku třísky, která je odebírána při opačném pojezdu portálu. Tento naběrač je určen pro venkovní skládky a ve spolupráci s portálovým zakladačem dosahuje výborných výsledků homogenizace.



Portálový korečkový naběrač

e) Kolesový výložníkový naběrač

Při otáčení kola dochází pomocí korečků k odběru materiálu ze špičky hromady, ten se pak předává na výložníkový pás a odtud na odsunový skládkový pás. Přitom se kolesový výložník neustále otáčí. Při dojezdu kola na konec hromady dojde pomocí pojezdu k odběru nové třísky. Odběr hromady probíhá bočně po tzv. lávkách, které jsou vysoké asi jako polovina průměru kola. Odebrání lávky v celé délce hromady, dojde ke spuštění o výšku lávky do nižší polohy a otáčením kolesového výložníku a kola je odebírána první tříska z nové lávky. Tento postup se opakuje až do vybrání celé hromady. Naběrač může pojíždět po kolejnicích nebo na housenicovém podvozku.



Obr. 10: Kolesový mostový výložníkový naběrač

2.2 Shrnovače (1)

a) Boční shrnovač

Doprava materiálu na odsunový pás je prováděna pomocí shrnovacího řetězu, na kterém jsou připevněna hřebla. Odsunový pás je umístěný pod výsypkou. Shrnovač se zároveň pohybuje podél hromady. V krajní poloze je vodič spuštěn opět do záběru a vše se opakuje do odebrání poslední třísky. Dosahuje dobrého stupně homogenizace.



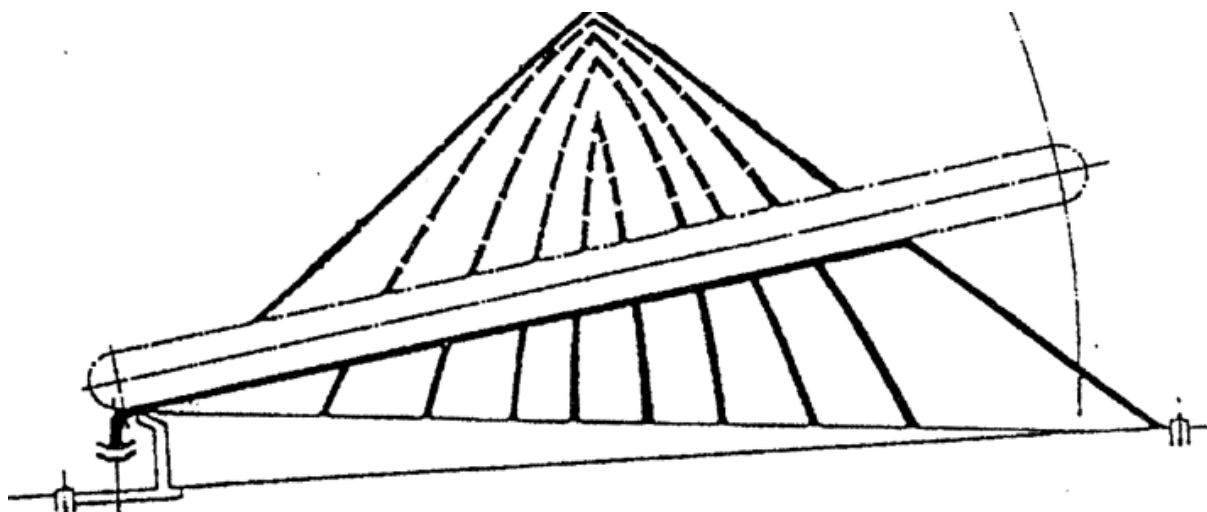
Boční shrnovač SČk 2,5/13x18.

b) Poloportálový shrnovač

Od bočního shrnovače se liší pouze nosnou konstrukcí a umístěním kolejnic pro pojezd v různé úrovni po obou stranách hromady, což může být v některých případech výhodné. Rozpětí poloportálu je úměrné délce vodiče shrnovacího řetězu.

c) Portálový shrnovač

Kolejnice pro pojezd portálu leží na úrovni terénu po obou stranách hromady. Shrnovací řetěz bývá pro větší výkony dvojitý a pro větší šířky hromady bývá vybaven ještě pomocným shrnovacím řetězem, často také dvojitým, umístěným na opačném konci portálu, než je odsunový pás. Jeho cílem je dopravovat materiál ke špičce hlavního shrnovacího řetězu.



Obr. 11: Portálový shrnovač

d) Mostový shrnovač

Slouží pro čelní odběr hromad trojúhelníkového průřezu. Materiál je u paty hromady nabírán hřebly shrnovacího řetězu a příčně po dně skládky dopravován na dopravní odsunový pás, umístěný podél hromady. Shrnovací řetěz je v poloze kdy kopíruje dno skládky. V závislosti na poloze odsunového pásu může být dno vodorovné nebo šikmé. Současně s odběrem pomocí hřebel shrnovač plynule pojíždí po kolejnicích, umístěných podél obou stran hromady.

2.3 Účel skladování sypkých materiálů (1)

- a) pokrytí požadavků na dodávky a spotřebu materiálu ve zpracovatelském závodě (běžné provozní skládky)
- b) dostatečné zásoby materiálu i v případě výpadku dopravy nebo havárie (např. havarijní skládky paliva v teplárnách a elektrárnách) a také předzásobení pro období zvýšené spotřeby
- c) zajištění průběhu všech operací souvisejících s přepravou a překládáním materiálu (přístavní skládky a překladiště)
- d) zajištění neustálého přísunu materiálu do výrobního procesu (závody s nepřetržitou technologií výroby)
- e) zprůměrnění fyzikálních vlastností jednoho druhu materiálu (např. různé zrnitosti uhlí)
- f) zprůměrnění chemických vlastností jednoho druhu materiálu (např. různého obsahu Fe v železné rudě) dodávaného do zpracovatelského závodu z různých lokalit
- g) směšování různých druhů materiálu před vstupem do technologického procesu (např. výroba aglomerátu a pelet)

2.4 Metody zakládání hromad (1)

Velikost skládky se určí:

- a) součinem nerovnoměrnosti dopravy vnější a příslušného úseku dopravy vnitropodnikové
- b) možným maximálním výkyvem v dodávce
- c) časovou opakovatelností ve výkyvech jakosti dodávané suroviny

Skládky sypkých hmot se rozdělují na dva typy:

- a) podélné skládky – osa skládky je přímá, průřez je trojúhelníkový nebo lichoběžníkový
- b) kruhové skládky – osou skládky je kružnice, průřez je rovněž trojúhelníkový nebo lichoběžníkový

Podélné skládky:

- a) Metoda „Cone-shell“

Známa také jako metoda kuželových vrstev. První kužel je pod přirozeným sypným úhlem materiálu založen do plné výšky hromady načež jsou k němu přisypávány postupně jednotlivé kuželové vrstvy, až na požadovanou délku hromady. Hromadu lze založit shazovacím vozem se šikmou výsypkou nebo krátkým příčným pásem, pojízdným pásem nebo zakladačem se shazovacím vozem.

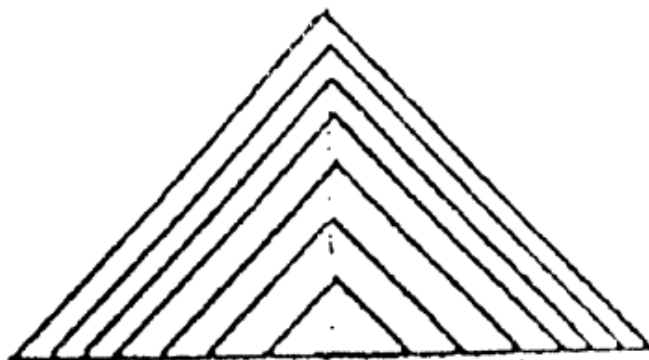


Metoda Cone-shell

Tento způsob je nevhodný zejména u materiálů u nichž jsou velké rozdíly v zrnitosti, protože u nich dochází k segregaci hrubých frakcí ve spodních a vnějších vrstvách hromady, což je často nežádoucím jevem z hlediska chemického a fyzikálního složení a způsobu odběru materiálu z hromady. Velká spádová výška je zvláště u suchých materiálů příčinou prašnosti a způsobuje někdy nežádoucí dodrcování hrubých frakcí materiálu. Z hlediska stupně účinnosti není tato metoda pro homogenizaci vhodná při kterémkoliv způsobu odběru.

b) Metoda „Chevron“

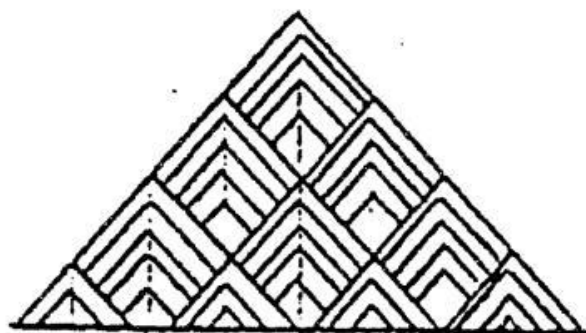
Základem hromady je trojúhelníková vrstva, která je po celé délce. Na tento základ je pod přirozeným sypným úhlem oboustranně přisypávány lichoběžníkové vrstvy až do plné výšky hromady. Může být zakládána zařízeními použitými u metody „Cone-shell“. Také u této metody dochází k segregaci hrubých frakcí materiálu ve spodních a vnějších vrstvách. Lze korigovat vhodnou metodou odběru a tím dosáhnout vysokého stupně účinnosti homogenizace a vliv segregace prakticky vyloučit.



Metoda Chevron

c) Metoda „Windrow“

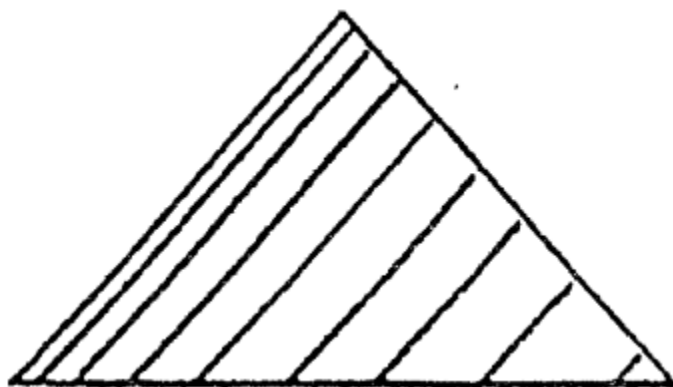
Základem hromady jsou trojúhelníkové vrstvy, jako u metody „Chevron“, mezi které jsou dále pod přirozeným sypným úhlem přisypávány stejnou metodou kosočtverečné vrstvy, až do plné výšky hromady. Je zakládána zakladačem se shazovacím vozem, který po dobu zakládání pojíždí podél hromady. Podmínkou je otočný výložník s dopravním pásem. Tento výložník bývá ve většině případů rovněž sklopný. Segregace hrubých frakcí materiálu je u této metody téměř potlačena. Stupeň účinnosti homogenizace je při vhodně zvoleném způsobu odběru vysoký.



Metoda Windrow

d) Metoda „Strata“

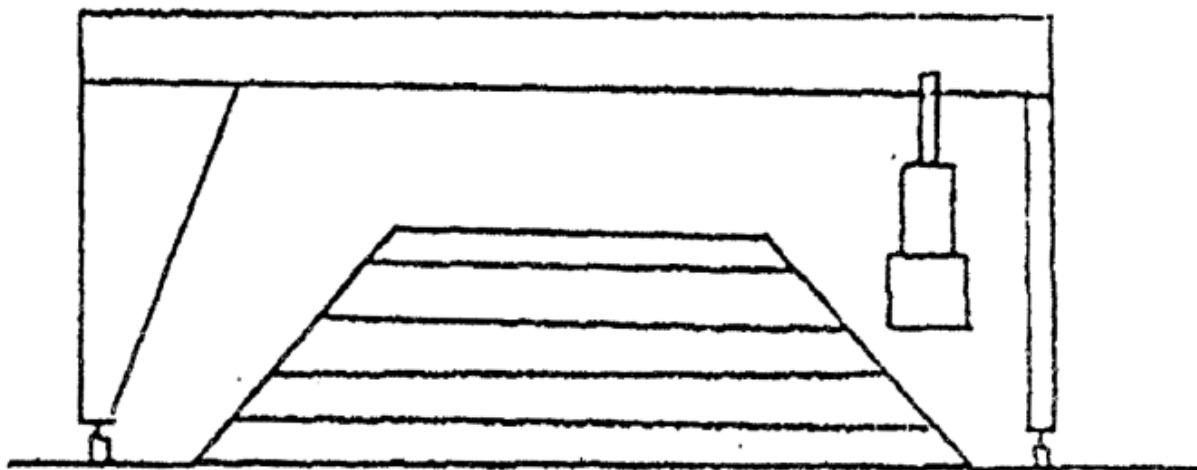
Opět základ hromady tvoří trojúhelníkové vrstvy po celé délce, avšak pod přirozeným sypným úhlem se jednostranně přisypávají lichoběžníkové vrstvy, až do plné výšky hromady. Je zakládána zakladačem se shazovacím vozem, jehož výložník s dopravním pásem musí být otočný a sklopný. Ve spodní části vrstev dochází k segregaci hrubých frakcí materiálu. Počet uložených vrstev je z uvedených metod nejvyšší, a proto je u této metody při vhodně zvoleném způsobu odběru, stupeň účinnosti homogenizace velmi vysoký.



Metoda Strata

e) Metoda „Quincunx“

Základ po celé délce tvoří vodorovné lichoběžníkovými vrstvy, zakládáné postupně jedna na druhou, až do plné výšky hromady. Hromada je zakládána shazovacím vozem s teleskopickou výsypkou, který během zakládání plynule pojíždí nad pásem v konstrukci mostu zakladače po celé šířce hromady. Na okrajích hromady se celý most přesune o šířku zakládané vrstvy. Tento portálový pásový zakladač pojíždí po kolejnicích, uložených podél obou stran hromady. Při tomto způsobu zakládání nedochází k segregaci materiálu. Velká spádová výška může způsobovat dodrcování materiálu a je příčinou prašnosti, která je částečně omezena teleskopickou výsypkou. Z hlediska homogenizace je při vhodně zvoleném způsobu odběru dosahováno touto metodou vysokého stupně účinnosti. Vzhledem ke svým rozměrům je tento zakladač určen jen pro venkovní skládky.



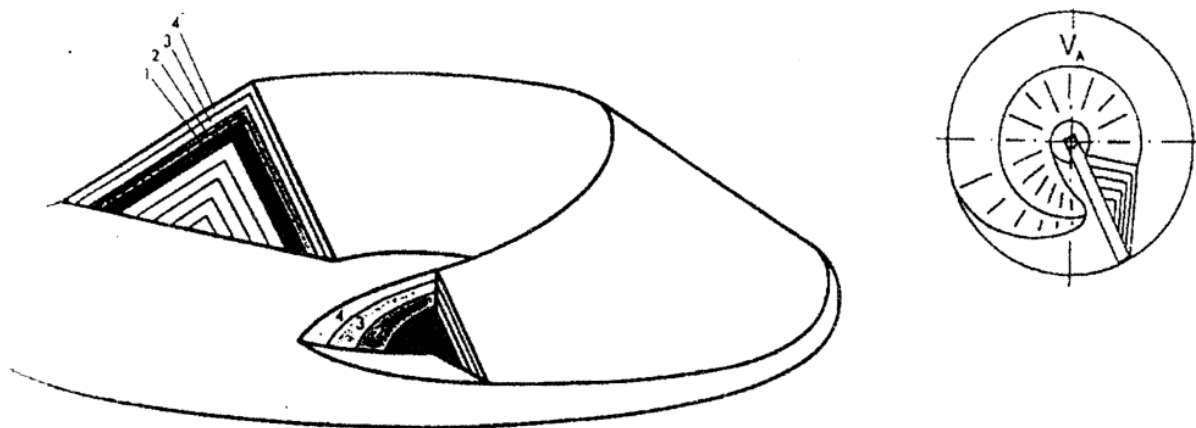
Metoda Quincunx

Kruhové skládky:

a) tyto skládky mohou být zakládány metodami „Cone-shell“ nebo „Chevron“, a to pouze zakladači, jejichž výložník s dopravním pásem je otočný o 360° kolem centrálního sloupu skládky a je sklopný. Zakládání probíhá za stálého otáčení tohoto výložníku. Stejně jako podélné skládky, mohou být i skládky kruhové venkovní nebo kryté.

b) Metoda „Chevcon“

Nejnovější metoda zakládání hromad kruhových skládek. Hromada je zakládána výložníkem s dopravním pásem, který musí být otočný o 360° a sklopný v rozsahu výšky zakládání hromady. Při zakládání se výložník střídavě pootáčí kolem centrálního sloupu postupně vlevo a vpravo o určitý konstantní úhel (obdoba délky vrstvy) tak, že obě ramena tohoto úhlu se při každém dalším pootočení posouvají ve stále stejném směru o určitou konstantní hodnotu (obdoba tloušťky vrstvy). Výložník se během pootáčení současně spouští a zvedá tak, aby kopíroval poslední založenou vrstvu ve výšce asi 0,5 m od jejího povrchu. Také u této metody dochází k segregaci materiálu, avšak lze eliminovat vhodnou metodou odběru. Pádová výška je malá, což pozitivně ovlivňuje prašnost a dodrcování hrubých frakcí. Protože při odběru hromady, založené touto metodou, je počet současně odebíraných vrstev vyšší než u hromad zakládáných jinými metodami, zvyšuje se tím stupeň účinnosti homogenizace.



Metoda Chevcon

3 Předběžný výpočet hlavních částí

Zadání:

- Přibližná rychlost shrnovací řetězu $v = 0,6 \text{ [m/s]}$
- Rozměry hřebel, řetězu, turasu
- Pracuje s práškovým uhlím

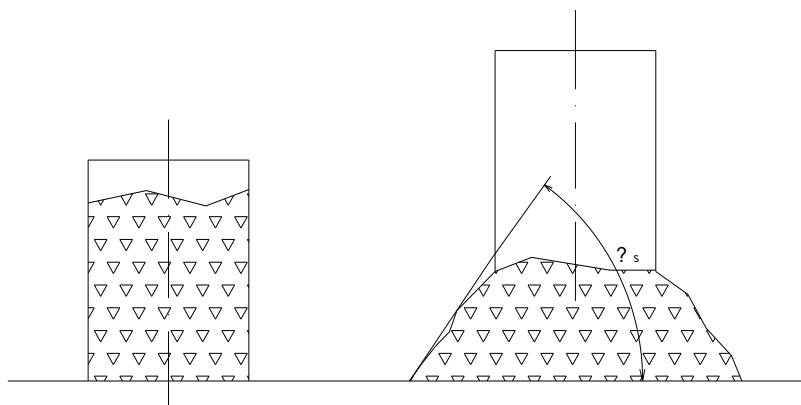
3.1 Předběžný výpočet ke zjištění potřebného výkonu elektromotoru

Měly bychom znát tyto parametry materiálu:

Objemovou hmotnost $\rho_v \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ – je to hmotnost objemové jednotky materiálu v rostlém stavu, tj. s jeho dutinami a póry.

Součinitel nakypření $k_n \text{ [-]}$ – udává poměr mezi objemovou a sypnou hmotností

Přirozený sypný úhel (klidový) $\Psi_s \text{ [}^\circ\text{]}$ – je to úhel, který svírá tečna ke svahu volně nasypného materiálu s vodorovnou rovinou. Dá se demonstrovat pozvolným zvedáním válcové nádoby bez dna, naplněné sypkým materiálem.



Přirozený sypaný úhel Ψ_s

Spočítáme sypanou hmotnost:

$$\rho_s = \frac{\rho_v}{k_n} = \frac{1288}{1,12} = 1150 \text{ kg/m}^3$$

ρ_v ... objemová hmotnost [kg/m³]

k_n ... součinitel nakypření [-]

Objemový dopravní výkon:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{V}{L_d} \cdot k_\varphi \cdot \rho_s \cdot v = 3,6 \cdot \frac{0,0795}{0,63} \cdot 0,75 \cdot 1150 \cdot 0,6 = 235,09 \text{ t/h}$$

V ... Objem hřebľa (spočítáno v programu inverter) [m³]

L_d ... Vzdálenost mezi hřebľy [m]

k_φ ... součinitel zaplnění hřebľa [-]

v ... předběžná rychlost řetězu [m/s]

Měrná hmotnost dopravovaného materiálu:

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{235,09}{3,6 \cdot 0,6} = 108,84 \text{ kg/m}$$

Určení obvodové síly na turasech:

$$F_{po} = L \cdot g \cdot (2 \cdot m_r \cdot w \cdot \cos \varepsilon - q \cdot \sin \varepsilon) = 16,2 \cdot 9,81 \cdot (2 \cdot 234,603 \cdot 0,9 \cdot \cos 20 - 108,84 \cdot \sin 20) = 57147,24 \text{ N}$$

Čím je úhel ε větší, tím menší jsou výkonové nároky na elektromotor menší.

$$m_r = \frac{m_{sh} \cdot n_{sh}}{L_c} = \frac{147,8 \cdot 53}{33,39} = 234,60 \text{ kg/m}$$

$$F_{ps} = A_h \cdot \frac{V_k \cdot k_\varphi \cdot \rho_v \cdot n_k}{s_z} = 23 \cdot \frac{0,0795 \cdot 0,75 \cdot 1288 \cdot 26}{16,2} = 2834,85 \text{ N}$$

$$F = F_{po} + F_{ps} = 57147,24 + 2834,85 = 59982,09 \text{ N}$$

F_{po} ... síla potřebná k překonání pohybových odporů shrnovače [N]

F_{ps} ... síla potřebná k překonání odporu při shrnování materiálu [N]

F ... obvodová síla na turasech

m_r ... měrná hmotnost shrnovače [kg/m]

m_{sh} ... hmotnost soupravy jednoho hřeblo [kg]

n_{sh} ... počet souprav jednoho hřeblo [-]

L_c ... celková délka řetězu [m]

L ... délka ramene shrnovače [m]

g ... gravitační zrychlení [m/s²]

w ... měrný pohybový odpor [-]

ε ... úhel sklonu shrnovače [°]

A_h ... měrná hrabací práce [J/kg]

n_k ... počet hřebel v záběru [-]

s_z ... dráha hřebel v záběru [-]

Celkový příkon motoru poháněcí stanice:

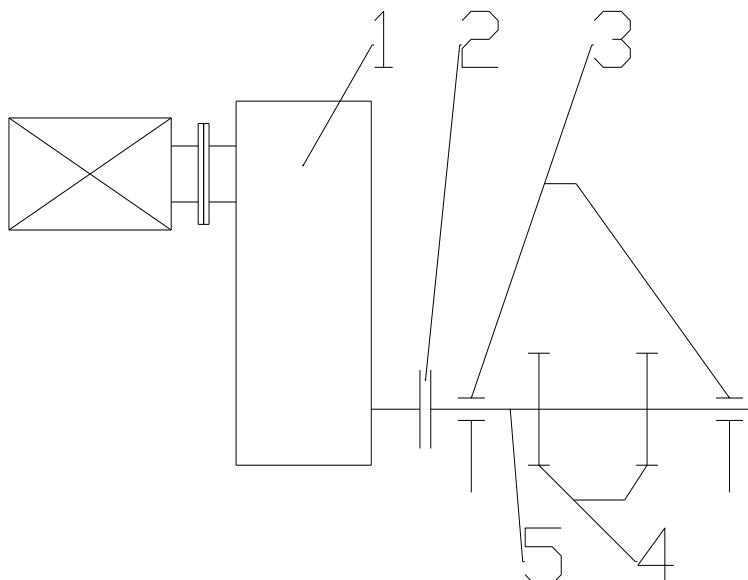
$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta_{ps}} = \frac{59982,09 \cdot 0,6}{1000 \cdot 0,9} = 39,99 \text{ kW}$$

η_{ps} ... předběžně zvolená účinnost poháněcí stanice [-]

4 Návrh pohonu turasu hřídele skládkového stroje

4.1 Posouzení návrhů na pohon turasu

1)



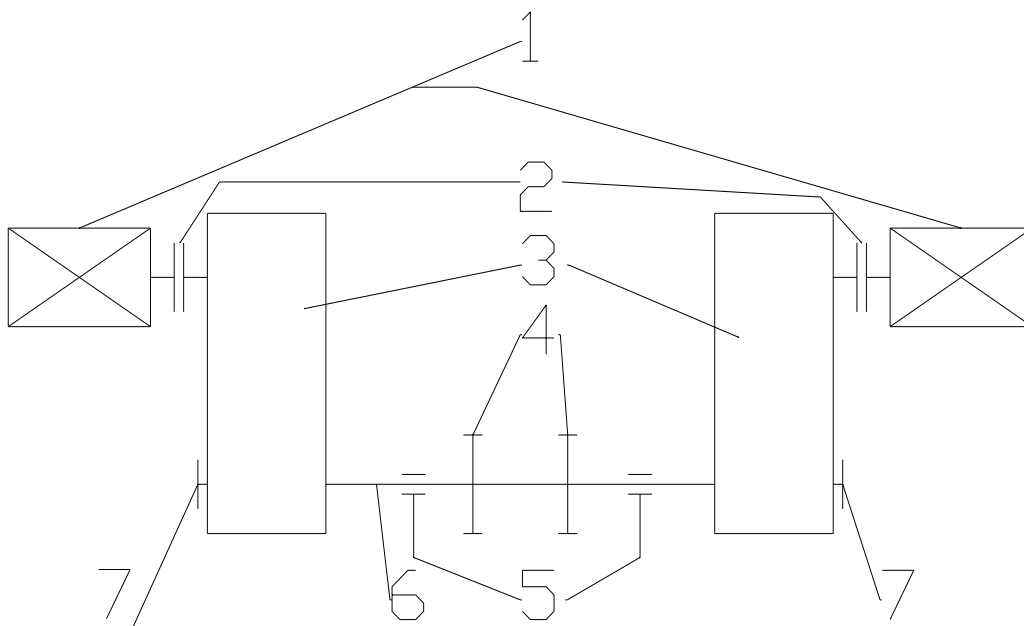
Třístupňová čelní paralelní převodovka patková s elektromotorem C3 (P) – M, $P = 45 \text{ kW}$, $n_v = 23,4 \text{ ot./min}$ od firmy PSP [1]. Elektromotor je spojen s převodovkou pomocí příruby, přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí těsného pera. Z převodovky se krouticí

moment přenáší výstupním hřídelem s těsným perem. Spojení hřídele turasu [5] s převodovkou je za pomoci pružné spojky [2]. Hřídel s turasy [4] je uložen v ložiskových domcích [3].

Toto řešení je nevhodné z několika důvodů:

- Převodovka má nízký provozní součinitel $f_p = 0,9$,
- Spojení převodovky se spojkou těsným perem a dále pak s hřídelem s turasy je nevhodné z důvodu rázů, které jsou způsobeny zrychlováním a zpomalováním turasu
- Velká spojka zabírající hodně místa, váží přes 500 kg

2)

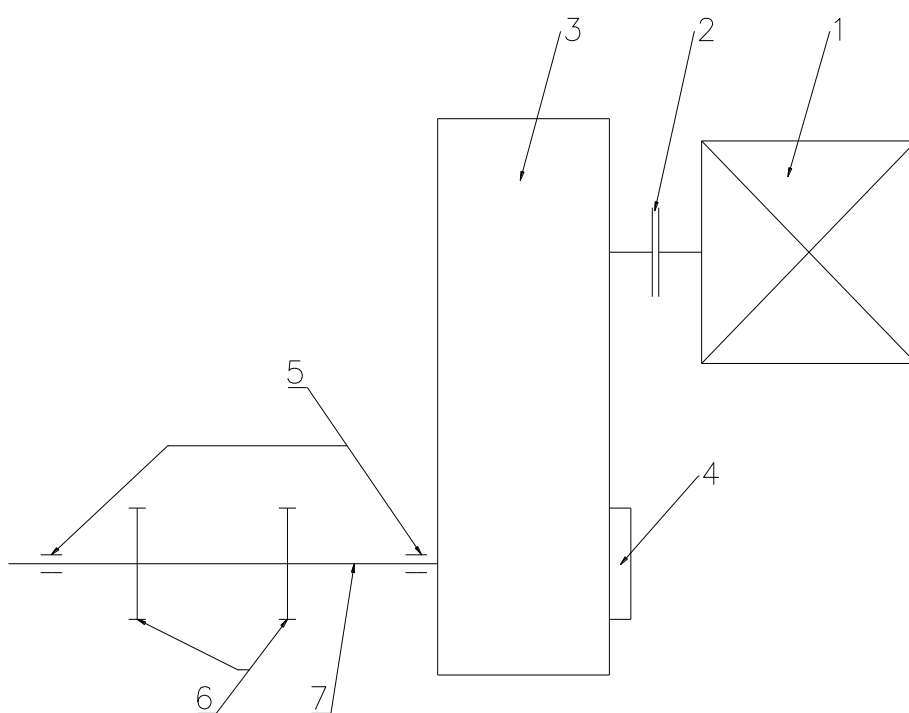


Dvě ploché čelní převodovky NORD SK 9382 [3] s elektromotory Siemens 1LG4 – 207 – 4AA [1] o výkonu 30 kW s výstupními otáčkami 22 ot./min. Jsou spojeny turasovým hřídelem [6], který je uchycen v převodovkách pomocí svěrného spoje [7]. Mezi převodovkami a elektromotory jsou pružné spojky [2], které jsou díky menšímu krouticímu momentu na výstupu z el. motoru než na výstupu z převodovky podstatně menší než byla spojka u předchozí varianty. Hřídel s turasy [4] je uložen v ložiskových domcích [5]. Výhodou je lepší rozložení rázů mezi obě převodovky.

Nevýhodou:

- 2 x 30 kW při součinnosti elektromotorů 85 % generuje nadbytečný výkon
- Pořizovací cena bude vyšší

4.2 Komponenty zvolené varianty



1. Elektromotor Siemens 1LG4 223 – 4AA10 – Z M34 , P = 45 kW, $n_1 = 1480$ ot. /s (3)



1LG4 – typ elektromotoru

22 – osová výška 225 mm

3 – velikost kostry, **M** – střední

4 – počet polů

A – základní provedení motoru s hliníkovou kostrou

A – třída rotoru 16

1 – Δ / Y 230 / 400 V 50 Hz

0 – IM B3 – patkový

Z – obecné zvláštní provedení

M34 – provedení pro zónu 21 (vodivý prach IP65)

2. Spojka BOKU – N – Ast 630 – 55v (x 140) – 70H7 (x 140) KWN 22014 dy (6)



3. Převodovka Nord SK 10382 AXH – VL – W (4)



SK 10382 – typ převodovky

A – dutá hřídel

X – patkové provedení

H – kryt svěrného spoje

VL – zesílená ložiska výstupního hřídele

W – adaptér se vstupní hřídelí

Pozn.: dutý hřídel převodové skříně je připraven pro svěrný spoj, ale zvolil jsem Ringferder uvedený níže, nikoli standardně dodávaný výrobcem

4. Svěrný spoj pomocí **Ringferder shrink discs RfN 4071 – 7 999 534 (5)**



5. Ložiskové domky

6. Hnací turasy

7. Turasový hřídel

4.3 Výpočet ke zjištění potřebného výkonu elektromotoru

Výstupní otáčky n_2 :

$$n_2 = \frac{n_1}{i_p} = \frac{1480}{65,44} = 22,616 \text{ ot./min}$$

n_1 ... skutečné otáčky elektromotoru [ot./min]

i_p ... převodový poměr v převodovce [-] (4)

Obvodová rychlost řetězového kola je konstantní a je vyjádřena vztahem:

$$V_k = R_k \cdot \omega = R_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_2}{60} = 0,272799 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{22,616}{60} = 0,646 \text{ m/s}$$

R_k ... poloměr turasu na kterém obíhá řetěz [m]

Skutečný objemový dopravní výkon:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{V}{L_d} \cdot k_\varphi \cdot \rho_s \cdot v_k = 3,6 \cdot \frac{0,0795}{0,63} \cdot 0,75 \cdot 1150 \cdot 0,646 = \\ = 253,15 \text{ t/h}$$

V ... Objem hřebľa (spočítáno v programu inverter) [m³]

L_d ... Vzdálenost medzi hřebľy [m]

k_φ ... součinitel zaplnění hřebľa [-]

v_k ... skutečná rychlost řetězu [m/s]

Měrná hmotnost dopravovaného materiálu:

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v_k} = \frac{253,15}{3,6 \cdot 0,646} = 108,84 \text{ kg/m}$$

Určení obvodové síly na turasech:

Síla F_{po} se oproti předběžnému výpočtu nemění, $F_{po} = 57147,24 \text{ N}$

$$F_{ps} = A_h \cdot \frac{V_k \cdot k_\varphi \cdot \rho_v \cdot n_k}{s_z} = 24 \cdot \frac{0,0795 \cdot 0,75 \cdot 1288 \cdot 26}{16,2} = 2958,11 \text{ N}$$

Měrná hrabací práce závisí na rychlosti, a proto se liší od předběžného výpočtu.

$$F = F_{po} + F_{ps} = 57147,24 + 2958,11 = 60105,35 \text{ N}$$

Celkový příkon motoru poháněcí stanice:

$$P = \frac{F \cdot v_k}{10^3 \cdot \eta_s} = \frac{60105,35 \cdot 0,646}{1000 \cdot 0,91} = 42,67 \text{ kW}$$

η_s ... účinnost poháněcí stanice [-]

4.4 Průběh rychlosti a zrychlení turasu (2)

Obvodová rychlost řetězového kola je konstantní a je vyjádřena vztahem:

$$V_k = R_k \cdot \omega = R_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_2}{60} = 0,272799 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{22,616}{60} = 0,646 \text{ m/s}$$

R_k ... poloměr turasu na kterém obíhá řetěz [m]

Pro kolísavou rychlost řetězu platí:

$$V_r = V_k \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = 0,746 \cdot 0,5 = 0,373 \text{ m/s}$$

Pro špičkové hodnoty $\in \langle -\frac{\alpha}{2}, +\frac{\alpha}{2} \rangle$

$$\alpha = \frac{360}{z} = \frac{360}{3} = 120^\circ$$

z ... počet zubů turasu [-]

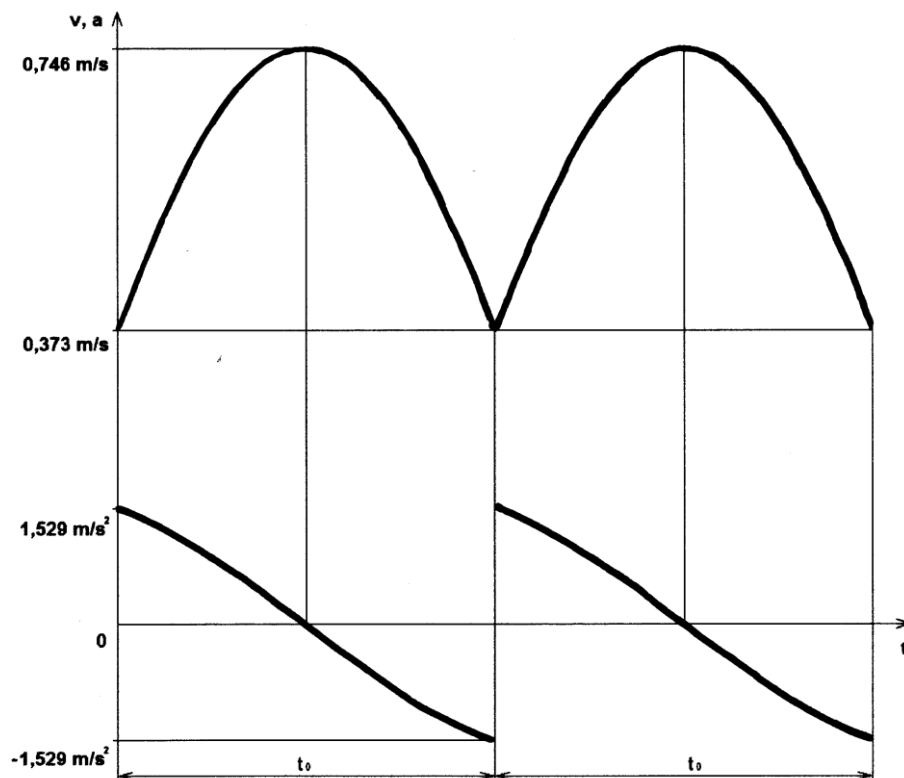
maximální zrychlení turasu:

$$a_k = R_k \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha/2 = 0,315 \cdot 5,609 \cdot \sin 60 = 1,529 \text{ m/s}^2$$

$$a_k = - R_k \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha/2 = - 0,315 \cdot 5,609 \cdot \sin 60 = - 1,529 \text{ m/s}^2$$

Čas pootočení turasu o 1 zub:

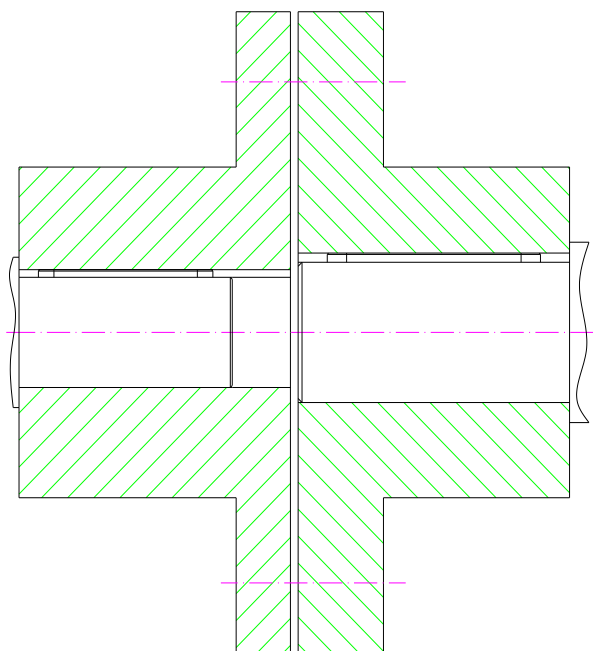
$$t_0 = \frac{\alpha}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = 0,884 \text{ sec}$$



Průběh rychlosti a zrychlení v čase pootočení o 1 zub

4.5 Spojení elektromotoru s převodovou skříní

Krouticí moment z elektromotoru je pomocí těsného pera přenášen na spojku. Ze spojky se dále krouticí moment přenáší na vstupní hřídel převodovky pomocí těsného pera.



Výstupní hřídel z elektromotoru spojen pomocí spojky se vstupním hřídelem převodovky

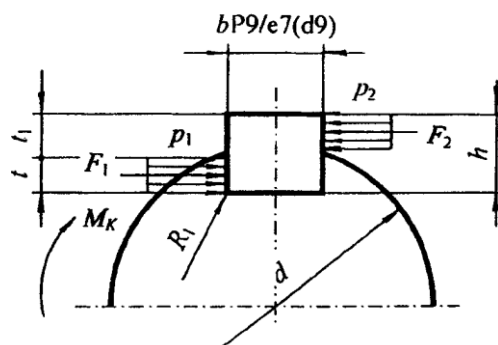
Velikost krouticího momentu přenášeného spojem:

$$M_k = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{45000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1475} = 291,33 \text{ Nm}$$

P... výkon elektromotoru

n_1 ... otáčky elektromotoru

Kontrola na otlačení bočních ploch pera, drážek náboje a hřídele pro elektromotor:



Síly působící na spojení hřídele těsným perem (7)

Kontrolujeme PERO 16e7 x 10 x 90 ČSN 02 2562 (7)

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{291,33}{\frac{0,055}{2} + \frac{0,0038}{2}} = 9909,18 \text{ N}$$

M_k ... krouticí moment z elektromotoru

d ... průměr výstupní hřídele elektromotoru

t_1 ... hloubka drážky v náboji

$$p_{p2} = \frac{F_2}{l \cdot t_1} = \frac{9909,18}{0,09 \cdot 0,0038} = 28,97 \text{ MPa}$$

Pro ocelový náboj se $p_d = 120 \text{ MPa} \rightarrow p_2 \leq p_d \rightarrow$ Vyhovuje

F_2 ... síla působící na pero v náboji

l ... délka těsného pera

$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{291,33}{\frac{0,055}{2} - \frac{0,0062}{2}} = 11939,75 \text{ N}$$

t ... hloubka drážky v hřídeli

$$p_{p1} = \frac{F_1}{l \cdot t} = \frac{11939,75}{0,09 \cdot 0,0062} = 21,39 \text{ MPa}$$

$F_1 \dots$ síla působící na pero v drážce

$$p_d = 120 \text{ MPa} \rightarrow p_1 \leq p_d \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Druhé těsné pero (spojka s převodovkou) zcela jistě vyhoví kontrole na otlačení, protože při stejném krouticím momentu je průměr hřídele ve vyšší průměrové skupině, s tím je spojeno i větší těsné pero, které je navíc delší.

4.6 Uložení hřídele do převodové skříně

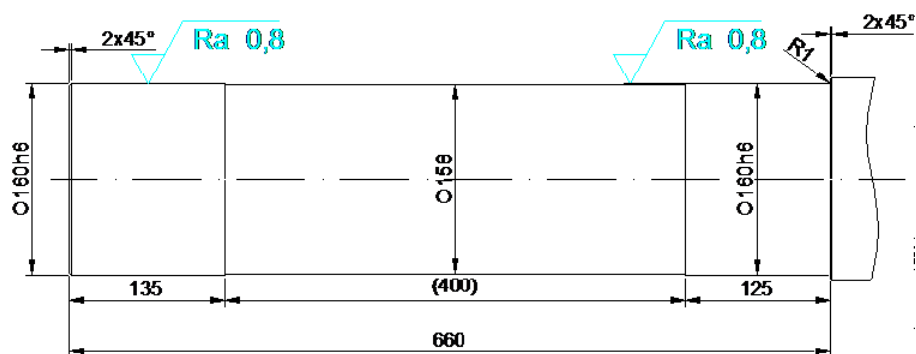
Výstupní krouticí moment:

$$M_k = \frac{P \cdot 60 \cdot \eta}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{45000 \cdot 60 \cdot 0,98}{2 \cdot \pi \cdot 22,616} = 18620,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

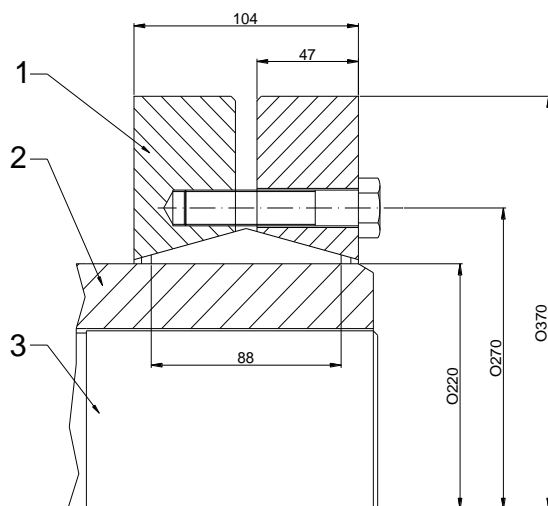
$$M_{k \max} = M_k \cdot f_b = 18620,6 \cdot 1,8 = 33517,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$f_b \dots$ provozní součinitel převodové skříně **(4)**

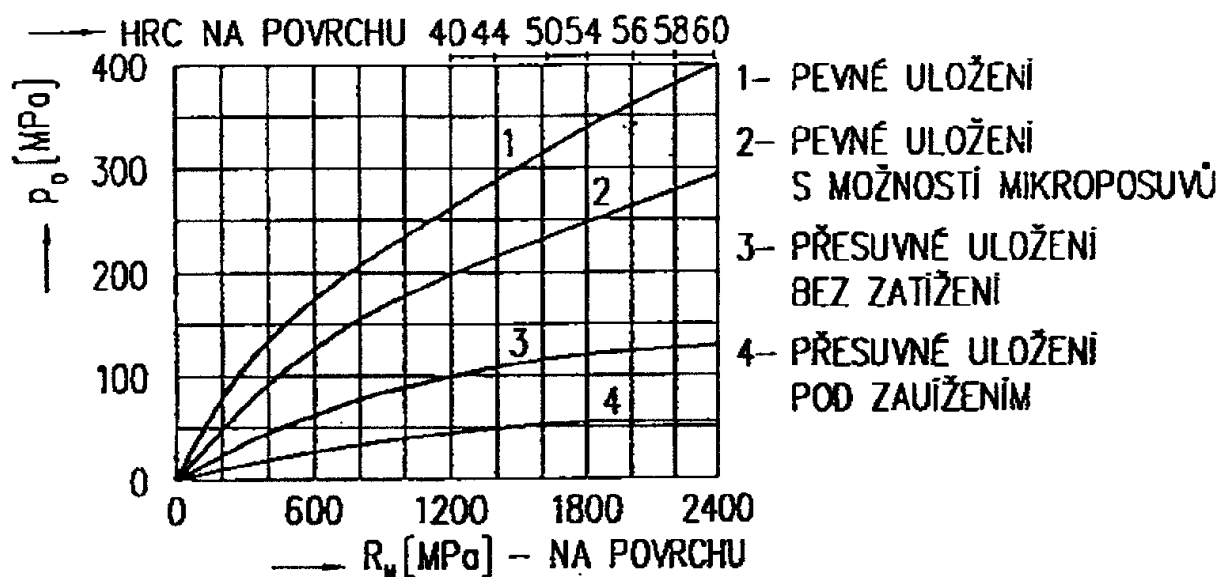
Svěrný spoj je možné použít pro snadnější montáž u převodovek s dutou hřídelí. Délka čepu hřídele, který je zasunut v duté hřídeli převodovky, musí být shodná s délkou duté hřídele. Průměr čepu hřídele může být buď v toleranci h6 nebo f6 (f6 = pro snadnější montáž). **(4)**



Konec hřídele, který je zasunut do dutého hřídele převodovky



1. Ringfeder shrink discs RfN 4071 - 7 999 534
2. Dutý hřídel převodovky
3. turasový hřídel

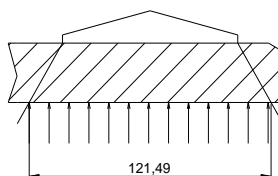


Graf ke stanovení dovolených tlaků p_d (7)

Tlak mezi vnitřní stranou dutého hřídele převodovky a turasového hřídele:

$$p_1 = \frac{2 \cdot n \cdot M_{k \max}}{\pi \cdot d^2 \cdot f_1 \cdot l_l} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 33517,1}{\pi \cdot 0,16^2 \cdot 0,2 \cdot 0,12149} = 41,164 \text{ MPa}$$

$p_d = 55 \text{ MPa} \rightarrow$ Vyhovuje



Rozložení tlaku na větší délku (5)

$$l_l = 121,49 \text{ mm}$$

f_1 ... součinitel tření mezi hřídelem a dutým hřídelem [-]

n ... bezpečnost prokluzu spoje volíme rovno nebo větší 1,2 [-]

Tlak mezi vnější stranou dutého hřídele převodovky a ringfederem:

$$p_2 = \frac{2 \cdot n \cdot M_{k \max}}{\pi \cdot d_1 \cdot d \cdot f_2 \cdot l} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 33517,1}{\pi \cdot 0,22 \cdot 0,16 \cdot 0,2 \cdot 0,088} = 41,330 \text{ MPa}$$

$$p_d = 55 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

f_2 ... součinitel tření mezi dutým hřídelem a ringfederem

Vypočteme upínací sílu: (7)

$$F_z = \frac{2 \cdot n \cdot M_{k \max}}{d \cdot f} \cdot [f + \operatorname{tg}(\beta + \varphi)]$$

$$F_z = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 33517,1}{0,16 \cdot 0,15} \cdot [0,05 + \operatorname{tg}(10 + 2,86)]$$

$$F_z = 932767,3 \text{ N}$$

f ... součinitel tření mezi kroužkem a kotouči ringfederu

Třecí úhel: (7)

$$\varphi = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,05 = 2,86^\circ$$

Výpočet osově síly ve šroubu: (7)

$$F_o = \frac{F_z}{i} = \frac{932767,3}{15} = 62184,5 \text{ N}$$

Počet šroubů je dán typem svěrného spojení (5)

Zkontrolujeme velikost šroubů M16: (7)

$$\sigma_t = \frac{F_o \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{62184,5 \cdot 4}{\pi \cdot 13,546 \cdot 13,546} = 431,489 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_e} = \frac{900}{2} = 450 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D \geq \sigma_t \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Šroub velikosti M16 je ve třídě pevnosti 9.10 $\rightarrow R_e = 900 \text{ Mpa}$

Bezpečnost volíme $k_e = 2 [-]$

Závit zkontrolujeme podle vztahů: (7)

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{431,189^2 + 4 \cdot 42,800^2} = 439,603 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_e} = \frac{900}{2} = 450 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$k_e \dots$ volím 2 [-]

příslušná napětí namáhání v tahu σ_t a krutu τ vypočítáme podle vztahů: (7)

$$\sigma_t = \frac{F_o \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{62184,5 \cdot 4}{\pi \cdot 13,546^2} = 431,489 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_k} = \frac{F_o \cdot tg(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{4}} = \frac{62184,5 \cdot tg(7,88 + 2,479) \cdot \frac{14,701}{2}}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{4}} = 42,800 \text{ MPa}$$

kde třecí úhel: (7)

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,12}{\cos 30} = 7,88^\circ$$

Součinitel smykového tření v mazaných závitech volím $f_z = 0,12$ [-]

Vrcholový úhel profilu metrického závitu je $\beta = 60$ [°]

Úhel stoupání závitu: (7)

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P_{zav}}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 2,479^\circ$$

Rozteč závitu $P_{zav} = 2$ mm

Vypočteme utahovací moment na matici: (7)

$$M_u = M_{tz} + M_{tm} = F_o \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_o \cdot f_m \cdot \frac{s + D_0}{4}$$

$$M_u = 62184,5 \cdot \operatorname{tg}(2,479 + 7,88) \cdot \frac{14,701}{2} + 62184,5 \cdot 0,15 \cdot \frac{24 + 17}{4}$$

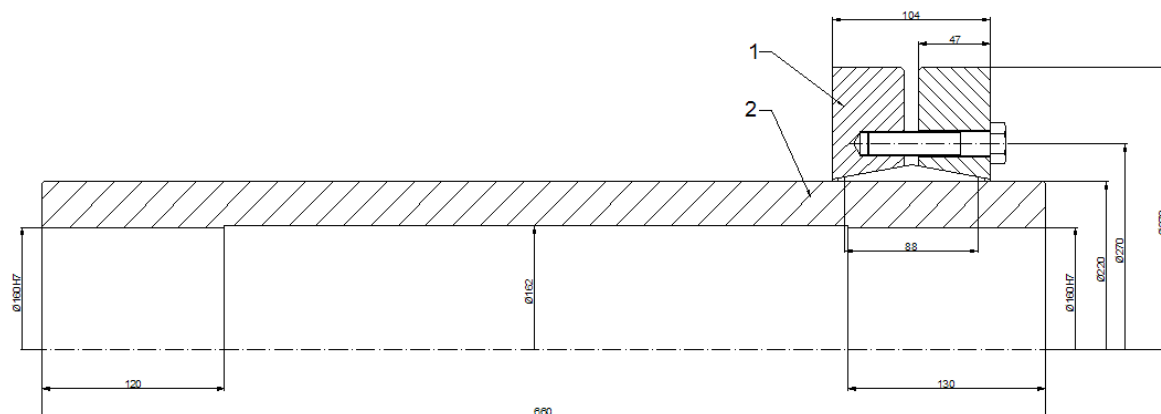
$$M_u = 179,161 \text{ N.m}$$

Součinitel tření na dosedací ploše matice volíme $f_m = 0,15$ [-]

D₀ ... průměr díry v podložce [m]

s ... velikost klíče (šestihranu) matice odpovídající určené velikosti metrického závitu šroubu

nasazený Ringfeder shrink discs RfN 4071 – 7 999 534 na duté hřídeli převodovky:



1. Ringfeder shrink discs RfN 4071 – 7 999 534
2. Dutý hřídel převodovky

5 Diskuze výsledků a závěr

Při řešení pohonu turasu hřídele skládkového stroje jsem zvolil nízkonapěťový elektromotor Siemens 1LG4 223 – 4AA10 – Z M34. Ten je schopen rozběhu při 160 % jmenovitého krouticího momentu. Mezi elektromotorem a převodovou skříní je umístěna pružná spojka typu KWN 22014 dy, která tlumí rázy z převodové skříně. Spojení je provedeno pomocí těsných per.

Plochá čelní převodovka NORD SK 10382 AXH – VL – W je vybrána pro menší vestavbové rozměry a vysoký provozní součinitel f_b . Tato převodovka je v provedení s dutou hřídelí a je připravena pro svěrný spoj.

Spojení převodové skříně s hřídelem, na kterém jsou turasy je provedeno svěrným spojem Ringfeder Shrink Discs 4071. Tato metoda spoje je vhodná i pro zatížení s rázy, na rozdíl od těsného pera.

Zařízení může pracovat v teplotním rozsahu od -20 do 55 °C.

Děkuji prof. Ing. J. Jurmanovi, CSc. za podněty k práci a M. Hájkovi DiS. za fotky a informace k bakalářské práci.

6 Seznam použitých pramenů

- [1.] JEŘÁBEK, K.; HELEBRANT, F.; JURMAN J.; VOŠTOVÁ V.: *Stroje pro zemní Práce - silniční stroje*, Ostrava: VŠB TU, 1995, 464 s.
- [2.] POLÁK, J.; PAVLISKA, J.; SLÍVA, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I*, VŠB-TU Ostrava, 2001, ISBN 80-248-0043-8
- [3.] <http://www1.siemens.cz/ad/current/file.php?fh=cfe71ae7f8&aid=1018050>
- [4.] http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_PL_CZ_RU_4208.pdf
- [5.] http://www.ringfeder.de/d/db_data/pdf/Schrumpfscheiben_D.pdf
- [6.] http://www.kupplungswerk-dresden.de/download/boku_6_2007_e.pdf
- [7.] <http://www.347.vsb.cz/Files/monografie/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>